

ж основний напрям струму перпендикулярний до поверхні пластини, то такі транзистори вертикальні. Серед розглянутих магніточутливих елементів виділені багатостокові МОН-магнітотранзистори, подальшим напрямком роботи є розробка приладу контролю параметрів магнітного поля на базі таких елементів.

Висновок

На основі проведеного аналізу існуючих польових первинних перетворювачів магнітного поля встановлено, що двостокові магнітотранзистори мають вищу чутливість, ніж інші польові магнітні сенсори. Кожен тип конструкції має певні переваги, але і певні недоліки. Тому при їх виборі потрібно враховувати, які параметри є важливішими для конкретного застосування. Розроблено класифікацію польових магніточутливих елементів за типом напівпровідникових приладів, за напрямком струму від витoku до стоку, технологією виготовлення, кількістю стоків та затворів, формою структури, розташуванням стоків, формою затвору.

Література

1. Егизарян Г.А. Магнитодиоды, магнитотранзисторы и их применение / Г.А. Егизарян, В.И. Стафеев. – М. : Радио и связь, 1987. – 88 с.
2. Мікроелектронні сенсори фізичних величин : [науково-навчальне видання в 3-х томах] / Вуйцік В., Готра З.Ю., Григор'єв В.В. та ін ; за ред. З.Ю. Готри. – Львів : Ліга-Прес, 2003. – Т. 2. – 2003. – 595 с.
3. Осадчук В.С. Сенсори тиску і магнітного поля : [монографія] / В.С. Осадчук, О.В. Осадчук – Вінниця : УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2005. – 207 с.
4. Бараночников М.Л. Микромагнитоэлектроника : [в 2 т.] / Бараночников М.Л. – М. : ДМК Пресс, 2001. – Т. 1. – 364 с.
5. Gallagher R.C. A metal-oxide-semiconductor Hall element / Gallagher R.C., Corak W.S. // Solid State Electron, 1966. – Vol. 9. – P. 571 – 580.
6. Popovic R.S. Hall effect devices. – Bristol; Philadelphia: Institute of Physics, 2004. – 419 p.
7. Викулин И.М. Гальваномангнитные приборы / Викулин И.М., Викулина Л.Ф., Стафеев В.И. – М. : Радио и связь, 1983. – 104 с.
8. Rubio C. Modelling, Design and Test of a Monolithic Integrated Magnetic Sensor in a Digital CMOS Technology Using a Switched Current Interface System / Rubio C., Bota S., Macías J. G., Samitier J. // Analog Integrated Circuits and Signal Processing, 2001. – No. 29. – P. 115–126.
9. Pat. 5,757,055 USA, Int. Cl⁶ H01L29/82. Triple drain magneto field effect transistor with high conductivity central drain / Jeffrey C. Kalb, Jr.; assignee: Intel Corporation. – appl. No. 718,058; filed 17.09.1996; published 26.05.1998.
10. Kordalski W. Horizontally-split-drain MAGFET – a highly sensitive magnetic field sensor/ Kordalski W., Polowczyk M., Panek M. // Bulletin of the Polish Academy of Sciences. Technical sciences, 2007. – Vol. 55. – No. 3. – P. 325 – 329.
11. Daříček M. Behavior of various geometry MagFET structures / Daříček M., Donoval M., Šatka A. // Circuit Theory and Design, 2009. ECCTD 2009. European Conference on. – P. 17 – 20.
12. Sung G.M. Error correction for transformed concave and convex MAGFETs with dc supply voltage // Sensors and Actuators, 2005. – A 117. – P. 41 – 49.

Надійшла 17.5.2012 р.

Статтю представляє: к.т.н. Тарновський М.Г.

УДК 004.023

О.М. ШИНКАРУК, С.В. КРИВИЙ, І.В. БАЛАБАНОВ

Хмельницький національний університет

ВПЛИВ ОСОБЛИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЇ НА МІЦНІСТЬ ДВОКІЛЬЦЕВОГО ДИНАМІЧНО НАСТРОЮВАНОВОГО ГІРОСКОПА

В статті вивчаються основні чинники, що визначають міцність двокільцевих ДНГ. При цьому розглядається ідеалізований пружний підвіс, який враховує тільки найбільш важливі елементи конструкції, що зумовлюють основні властивості пружного підвісу.

The article examines the main factors that determine the strength of two dynamically configurable ring gyroscopes. It is considered idealized elastic suspension, which only considers the most important design elements that determine the basic properties of an elastic suspension.

Ключові слова: гіроскоп, ротор, підвіс, навантаження.

Вступ

В даний час в системах орієнтації і управління рухливими об'єктами широке застосування як чутливі елементи знаходять динамічно настроювані гіроскопи (ДНГ) [1]. При цьому особливою популярністю користується конструкція ДНГ з двокільцевим пружним підвісом, що зумовлено її високою

технологічністю і точністю [2].

Постановка задачі дослідження

Метою даної роботи є вивчення основних чинників, що визначають міцність двокільцевих ДНГ. При цьому розглядається ідеалізований пружний підвіс, який враховує тільки найбільш важливі елементи конструкції, що зумовлюють основні властивості пружного підвісу.

Враховуючи те, що найбільш небезпечним видом навантаження, що діє на пружний підвіс, є інерційна сила, що виникає в ДНГ при прискореному русі об'єкта, в роботі проводиться розрахунок величини гранично допустимого прискорення об'єкта. Для цього визначаються критичні елементи конструкції, найбільшою мірою схильні до руйнування при дії даного навантаження. Потім в критичних елементах проводиться пошук небезпечних перерізів з найбільшими величинами напруження.

Надалі, маючи в своєму розпорядженні максимально допустиму величину напруження для матеріалу пружного підвісу, визначається гранична величина навантаження і відповідна їй допустима величина прискорення об'єкта.

Опис конструкції двокільцевого ДНГ з ідеалізованим пружним підвісом

Основним інерційним елементом динамічно настроюваного гіроскопа є ротор 1, який зв'язаний з валом приводного двигуна 2 за допомогою пружного підвісу, що складається з двох однокільцевих пружних підвісів 3 і 4, які мають в своєму складі абсолютно жорсткі карданові кільця і пружні елементи змінного поперечного перерізу, утворені двома циліндричними отворами (рис. 1).

Відзначимо, що пружні елементи змінного поперечного перерізу є головними елементами конструкції, що визначають основні властивості пружного підвісу. При цьому пара пружних елементів, що з'єднує карданове кільце з ротором або приводним валом, утворює «пружну вісь».

Якщо позначити $Ox_0y_0z_0$ систему координат, що обертається з валом приводу, то розглянуті пружні підвіси, виконані без технологічних похибок, володітимуть осьовою симетрією, щодо осей цієї координатної системи (рис. 1). При цьому подовжні лінії пружних елементів з осями, які є колінеарними осі Ox_0 власного обертання гіроскопа, будуть утворювати кути $|\varphi| = 35^{\circ}15'$, що має забезпечити лінійну рівножорсткість пружного підвісу [3].

Характеристики міцності ідеалізованої конструкції пружного підвісу двокільцевого ДНГ

Очевидно, що пружні елементи підвісу є критичними, з погляду міцності, елементами конструкції динамічно настроюваних гіроскопів. При цьому найбільш небезпечним видом навантаження, що діє на пружний підвіс, є інерційна сила, яка виникає в ДНГ при прискореному русі об'єкта.

Розглянемо залежність міцнісних характеристик двокільцевого ДНГ від конструктивних особливостей його ідеалізованого пружного підвісу (рис. 1).

З метою зниження громіздкості викладок, що наводяться, в роботі допускається ряд наступних спрощень:

1) враховуючи, що в конструкції ДНГ маса ротора m в багато разів перевищує масу карданових кілець, карданові кільця вважаються невагомими;

2) зважаючи на однотипність розв'язаних міцнісних задач при різному напрямі вектора інерційного навантаження, вважатимемо, що з боку ротора на пружний підвіс діє тільки осьова сила інерції P_{x0} , обумовлена прискоренням основи W_{x0} у напрямі осі Ox_0 власного обертання ДНГ,

$$P_{x0} = -mW_{x0}. \quad (1)$$

Розглядаючи конструктивні особливості двокільцевого пружного підвісу, слід відзначити «паралельне» з'єднання в нім двох однокільцевих підвісів, що мають приблизно однакові жорсткісні характеристики за всіма напрямкам, що обумовлює однаковий перерозподіл між ними загального навантаження, що діє на пружний підвіс. А «послідовне» з'єднання в однокільцевому підвісі двох «пружних осей», що знаходяться між ротором і приводним валом, зумовлює дію на кожну з «пружних осей» такого ж

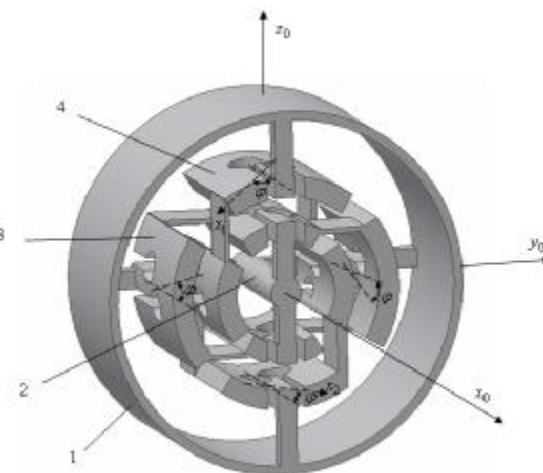


Рис. 1. Кінематична схема двокільцевого ДНГ з ідеалізованим пружним підвісом

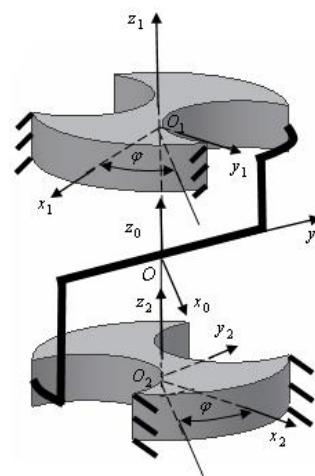


Рис. 2. Схема «пружної осі» ідеалізованого підвісу двокільцевого ДНГ

навантаження, як і на весь однокільцевий підвіс.

У свою чергу, розглядаючи конструкцію «пружної осі» (рис. 2), слід зазначити, що вона будується за допомогою двох пружних елементів, з'єднаних «паралельно». При цьому характерною особливістю конструкції «пружної осі» в даному підвісі є достатньо велика відстань між її пружними елементами і значна величина їх лінійних поздовжніх жорсткостей, що обумовлює приблизно однаковий перерозподіл між пружними елементами силового навантаження, що діє на «пружну вісь».

Таким чином, проведений аналіз показує, що конструктивні особливості двокільцевого ДНГ обумовлюють перерозподіл на кожен пружний елемент підвісу приблизно четверту частину силового навантаження, що діє з боку ротора. Якщо позначити $P_{x0}^{(1)}$ силове навантаження, що діє з боку ротора на один пружний елемент (з точкою прикладання в центрі пружного елемента і напрямком дії, паралельним осі Ox_0), то її наближене значення матиме наступний вигляд:

$$P_{x0}^{(1)} \approx \frac{1}{4} P_{x0}. \quad (2)$$

Проведемо тепер дослідження основних чинників, що впливають на міцність пружних елементів.

Пружний елемент підвісу двокільцевого ДНГ утворений двома циліндричними отворами радіусу R і має постійну ширину b , а також змінну по довжині товщину, що має найменше значення h_0 в центрі пружного елемента (рис. 3). Зв'яжемо з пружним елементом систему координат $O_1x_1y_1z_1$ з початком в центрі пружного елемента. При цьому координатна вісь O_1x_1 збігається з подовжньою віссю пружного елемента, а O_1z_1 – з віссю найменшої кутової жорсткості. Тоді змінна по довжині товщина пружного елемента $h(x_1)$ може описуватися наступним виразом:

$$h(x_1) = h_0 + 2(\rho - \sqrt{\rho^2 - x_1^2}). \quad (3)$$

Для аналізу міцнісних характеристик пружного елемента запишемо наступні наближені значення проєкцій на осі локальної системи координат $O_1x_1y_1z_1$, пов'язаної з цим пружним елементом, векторів сили $P^{(1)}$ (P_{x1} , P_{y1} , P_{z1}) і моменту $M^{(1)}$ (M_{x1} , M_{y1} , M_{z1}), що діють на пружний елемент:

$$\begin{aligned} P_{x1} &\approx P_{x0}^{(1)} \cos \varphi; & P_{y1} &\approx P_{x0}^{(1)} \sin \varphi; & P_{z1} &\approx 0; \\ M_{x1} &\approx 0; & M_{y1} &\approx 0; & M_{z1} &\approx 0. \end{aligned} \quad (4)$$

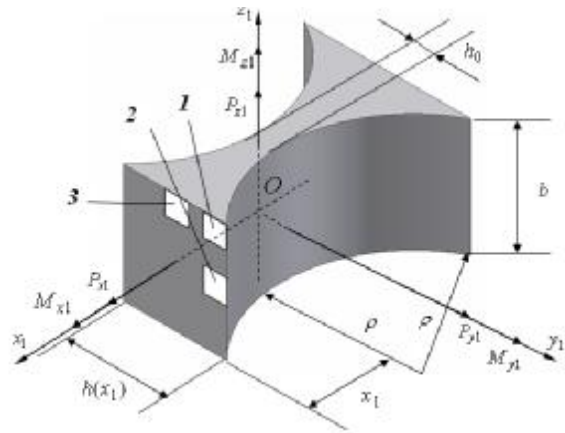


Рис. 3. Пружний елемент двокільцевого підвісу ДНГ

При розрахунку міцності досліджуваного пружного елемента, що знаходиться під впливом навантаження (4), необхідно провести аналіз напруженого стану в небезпечному перерізі пружного елемента.

Як відомо [4], в прямокутному перерізі (з координатою x_1) існує вісім особливих елементарних ділянок. Проте, для визначення максимального напруження досить розглянути три з них (рис. 3), якщо замість проєкцій (на осі координатної системи $O_1x_1y_1z_1$) сил і моментів, що діють на пружний елемент, братимуться їх абсолютні величини. Тоді формули для розрахунку величин σ_i і τ_i ($i = \overline{1,3}$) нормального і дотичного напруження в розглянутих трьох елементарних ділянках матимуть наступний вигляд:

- ділянка 1

$$\sigma_1(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{b \cdot h(x_1)} + \frac{6 \cdot (|P_{y1}| \cdot x_1 + |M_{z1}|)}{b \cdot h^2(x_1)} + \frac{6 \cdot (|P_{z1}| \cdot x_1 + |M_{y1}|)}{b^2 \cdot h(x_1)}; \quad \tau_1(x_1) = 0, \quad (5)$$

- ділянка 2

$$\sigma_2(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{b \cdot h(x_1)} + \frac{6 \cdot (|P_{y1}| \cdot x_1 + |M_{z1}|)}{b \cdot h^2(x_1)}; \quad \tau_2(x_1) = \frac{1,5 \cdot |P_{z1}|}{b \cdot h(x_1)} + \frac{3 \cdot |M_{x1}|}{b \cdot h^2(x_1)}, \quad (6)$$

- ділянка 3

$$\sigma_3(x_1) = \frac{|P_{x1}|}{b \cdot h(x_1)} + \frac{6 \cdot (|P_{z1}| \cdot x_1 + |M_{y1}|)}{b^2 \cdot h(x_1)}; \quad \tau_3(x_1) = \frac{1,5 \cdot |P_{y1}|}{b \cdot h(x_1)} + \frac{3 \cdot 0,743 \cdot |M_{x1}|}{b \cdot h^2(x_1)}. \quad (7)$$

Відзначимо, що абсолютні значення ненульових силових компонент з виразів (5)– (7) згідно з виразами (2) і (4) з урахуванням величини кута $|\phi| = 35^{\circ}15'$, який забезпечує лінійну равножорсткість пружного підвісу, матимуть наступний вигляд:

$$|P_{x1}| \approx \frac{|P_{x0}|}{2\sqrt{6}}; \quad |P_{y1}| \approx \frac{|P_{x0}|}{4\sqrt{3}}. \quad (8)$$

Для остаточної оцінки міцності пружного елемента за напруженим станом (5)– (7) необхідно скористатися третім критерієм міцності [5]:

$$S_{\text{екв},i}(x^{(0)}) = \sqrt{\sigma_i^2(x^{(0)}) + 4t_i^2(x^{(0)})} \leq [\sigma], \quad (i = \overline{1,3}), \quad (9)$$

де $x^{(0)}$ – координата небезпечного перерізу; $[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження; $S_{\text{екв},i}(x^{(0)})$ – еквівалентне нормальне напруження, яке визначається в i -й ($i = \overline{1,3}$) особливій елементарній ділянці (в перерізі з координатою $x^{(0)}$).

Здійснюючи відповідно до формул (1), (2), (4) і (8) розрахунок навантаження, що діє на пружні елементи підвісу ДНГ, і визначаючи напруження в небезпечних перерізах пружних елементів згідно з виразами (5)– (7) і (9), можемо знайти величини максимально допустимої осьової сили $P_{x0(\max)}$ перевищення якої призводить до руйнування конструкції.

Розрахунок показує, що еквівалентне нормальне напруження матиме найбільше значення в першій і другій особливій елементарній ділянці перерізу з координатою $x_1 = x^{(0)}$, наближене значення якої має наступний вигляд:

$$x^{(0)} \approx \sqrt{\frac{\rho \cdot h_0}{3}}. \quad (10)$$

Розрахуємо максимально допустиму величину осьової сили $P_{x0(\max)}$, що може діяти на пружний підвіс з боку ротора.

Шукану величину $P_{x0(\max)}$ (максимально допустимого осьового навантаження) знаходимо з умови, що значення еквівалентного нормального напруження, яке визначається виразом (9), хоч би в одній особливій елементарній ділянці небезпечного перерізу зрівняється з величиною допустимого напруження $[\sigma]$. В цьому випадку наближене значення максимально допустимого осьового навантаження, що діє на пружний підвіс з боку ротора, матиме наступний вигляд:

$$P_{x0(\max)} \approx \frac{32bh_0\sqrt{h_0}[\sigma]}{9\sqrt{\rho} + 2\sqrt{6}h_0}. \quad (11)$$

Відмітимо, що, маючи в своєму розпорядженні значення $P_{x0(\max)}$ максимально допустимого осьового навантаження (11), можна визначити величину N_{x0} перевантажувальної здатності ДНГ за наступною формулою:

$$N_{x0} = \frac{P_{x0(\max)}}{m \cdot g}, \quad (12)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Проведемо числовий розрахунок міцнісних характеристик типового пружного підвісу ДНГ. Для цього вкажемо наступні параметри ДНГ, необхідні для розрахунку:

- маса ротора $m = 0,060 \text{ кг}$;
- максимально допустиме напруження матеріалу підвісу $[\sigma] = 1,2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$;
- кут між подовжньою лінією пружних елементів і віссю, паралельною осі власного обертання ДНГ, $|\phi| = 35^{\circ}15'$;
- геометричні параметри пружного елемента (радіус циліндричних отворів, які утворюють пружний елемент, $r = 1,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; ширина пружного елемента $b = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; найменше значення товщини пружного елемента $h_0 = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}$).

Проведений згідно з формулами (10)– (12) числовий розрахунок міцнісних характеристик дозволив отримати наступні результати:

- координата небезпечного перерізу $x^{(0)} = 115 \cdot 10^{-6} \text{ м}$;
- максимально допустима величина осьової сили $P_{x0(\max)} = 52 \text{ Н}$;
- перевантажувальна здатність $N_{x0} = 90 \text{ ед.г}$.

Проведені експериментальні дослідження добре узгоджуються з отриманими аналітичними результатами. На рис. 4 показана зроблена при 150-кратному збільшенні фотографія відшліфованого зрізу пружного елемента з типового пружного підвісу двокільцевого ДНГ, підданого осьовому навантаженню, яке перевищувало допустиме. Як видно з наведеної фотографії, перерізи із залишковими деформаціями розташовуються на периферії пружного елемента, на відстані, що становить приблизно 100 мікрон, від його центру.

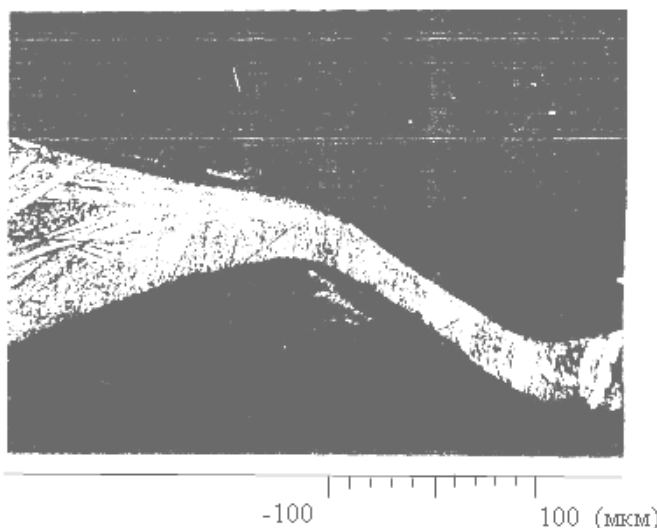


Рис. 4. Фотографія зрізу деформованого пружного елемента (при 150-кратному збільшенні)

Висновки

Таким чином, проведені дослідження пружного підвісу двокільцевого ДНГ дозволяють зробити наступні висновки:

- небезпечний переріз в пружному елементі знаходиться на його периферії;
- числові результати, отримані на підставі наближених аналітичних виразів, добре узгоджуються з відповідними результатами, отриманими експериментальним шляхом.

Для точного розрахунку міцнісних характеристик ДНГ необхідно враховувати більш складну картину перерозподілу загального навантаження на окремі пружні елементи, пов'язану з впливом всіх без винятку елементів підвісу. При цьому при розрахунку міцності пружних елементів потрібно розглядати комплексну дію всіх сил і моментів. Вказані чинники істотно ускладнюють розрахунок міцності пружного підвісу і обумовлюють необхідність застосування при розрахунках обчислювальної техніки.

Література

1. Тенденції розвитку інерціальних систем орієнтації, навігації та керування рухом / П.М. Бондар, Г.Ф. Бублик, С.Ф. Петренко, В.В. Цисарж // Наукові вісті. – 2000. – № 3. – С. 61–75.
2. Павловский М.А. Теория гироскопов / Павловский М.А. – К.: Вища шк., 1986.
3. Балабанов І.В. Похибки двокільцевого динамічно настроюваного гіроскопа, обумовлені конструкцією його пружного підвісу / І.В. Балабанов., В.Г. Цирук // Наукові вісті. – 2007. – № 4.
4. Справочник по сопротивлению материалов / под ред. Писаренко Г.С. – К.: Наук. думка, 1988.
5. Пельпор Д.С. Динамически настраиваемые гироскопы. Теория и конструкция / Пельпор Д.С., Матвеев В.А., Арсеньев В.Д. – М.: Машиностроение, 1988.

Надійшла 16.5.2012 р.
Рецензент: д.т.н. Троцишин І.В.